

## Automatic shifting gearbox, especially for cars

**Patent number:** DE19840287

**Publication date:** 1999-09-09

**Inventor:** FRIEDRICH JUERGEN (DE)

**Applicant:** VOITH TURBO KG (DE)

**Classification:**


**- International:** *B60T1/087; B60T10/02; F16D57/04; F16H3/12; F16H37/04; B60T1/00; B60T10/00; F16D57/00; F16H3/08; F16H37/02; (IPC1-7): F16H3/12; B60K17/06; F16H47/06*

**- european:** B60T1/087; B60T10/02; F16D57/04; F16H3/12; F16H37/04C

**Application number:** DE19981040287 19980904

**Priority number(s):** DE19981040287 19980904; DE19981004530 19980205

**Also published as:**

 DE19840284 (A1)

**Report a data error here**

### Abstract of DE19840287

The gearbox has two force paths, a gear reducer unit and a hydrodynamic machine which is located in one of the force paths. The hydrodynamic machine is designed and arranged so that it serves as a synchronizing device, and as a braking device for the car. The hydrodynamic machine can be activated or deactivated by gear shifting or filling and emptying or by separation of the drive wheel and driven wheel or by bridging via a clutch. To create the synchronism of the claw clutch involved in the circuit, a control device is provided with which a changeover can be produced according to a signal formed from instantaneous values of influencing parameters.

---

Data supplied from the *esp@cenet* database - Worldwide

**THIS PAGE LEFT BLANK**



zu PG 06/68600

①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 198 40 287 A 1**

⑤① Int. Cl.<sup>6</sup>:  
**F 16 H 3/12**  
F 16 H 47/06  
B 60 K 17/06

②① Aktenzeichen: 198 40 287.2  
②② Anmeldetag: 4. 9. 98  
④③ Offenlegungstag: 9. 9. 99

⑥⑥ Innere Priorität:  
198 04 530. 1 05. 02. 98

⑦① Anmelder:  
Voith Turbo GmbH & Co. KG, 89522 Heidenheim,  
DE

⑦④ Vertreter:  
Dr. Weitzel & Partner, 89522 Heidenheim

⑦② Erfinder:  
Friedrich, Jürgen, 74564 Crailsheim, DE

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤④ Automatisches Schaltgetriebe, insbesondere für Fahrzeuge

⑤⑦ Die Erfindung betrifft ein automatisches Schaltgetriebe, insbesondere für Fahrzeuge;  
mit wenigstens zwei Kraftwegen;  
mit einem Zahnradvorgelege;  
mit einer hydrodynamischen Maschine, die in einem der Kraftwege angeordnet ist und  
die hydrodynamische Maschine ist derart gestaltet und angeordnet, daß sie als Synchronisiereinrichtung dient.

DE 198 40 287 A 1

DE 198 40 287 A 1

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein automatisiertes Schaltgetriebe, insbesondere für Fahrzeuge, wie es beispielsweise in "W. Härdtle, Ein neues automatisiertes Schaltgetriebe für schwere Nutzfahrzeuge, Automobiltechnische Zeitschrift, 99 (1997) S. 598-604" ausführlich beschrieben wird, wobei der Offenbarungsgehalt dieser Schrift in vorliegende Anmeldung vollumfänglich mitaufgenommen wird.

Automatisierte Schaltgetriebe, wie in oben zitierter Schrift beschrieben, können u. a. Vorgelegewellen, vorzugsweise zwei Vorgelegewellen sowie Zahnradvorgelege, beispielsweise Vorschaltspalter- und Nachschaltgruppen umfassen.

Des weiteren sind Automatgetriebe mit mehreren Vorgelegewellen bekannt geworden, die füll- und entleerbare Wandler umfassen.

So weist das Getriebe gemäß der DE-PS 11 37 754 zwei zueinander parallele Kraftwege auf. Im einen der beiden Kraftwege befindet sich ein hydrodynamischer Drehmomentwandler, der über primär- und sekundärseitige Zahnradvorgelege mit der Antriebswelle bzw. mit der Abtriebswelle verbunden und durch Füllen und Entleeren schaltbar ist. Im zweiten Kraftweg findet eine hydrodynamische Kupplung, die ebenfalls über Zahnradvorgelege mit der Antriebswelle und der Abtriebswelle verbunden und durch Füllen und Entleeren schaltbar ist. Die Kupplung ist einem zweiten Geschwindigkeitsbereich zugeordnet. Dabei ist die Umschaltung vom ersten auf den zweiten Kraftweg, somit von einem ersten in einen zweiten Geschwindigkeitsbereich, unter Last möglich. Zum Umschalten vom zweiten in einen dritten Geschwindigkeitsbereich ist eine Klauenkupplung vorgesehen, der eine Synchronisiereinrichtung zur Drehzahlanpassung zugeordnet ist.

DE-AS 12 25 221 beschreibt ebenfalls ein Schaltgetriebe mit einer hydrodynamischen Kupplung. Zur Überbrückung der hydrodynamischen Kupplung dient eine Lamellen- oder Scheibenkupplung. Diese muß bei einem relativ hohen Schlupf die Leistungsübertragung bei voller Last übernehmen. Dies führt bei Hochleistungs-Fahrzeuggetrieben zu Problemen bezüglich der Erwärmung und des Verschleißes.

Aus GB-PS 793 263 ist ein Fahrzeuggetriebe mit zwei Kraftwegen bekannt geworden. In dem ersten Kraftweg ist auf einer Vorgelegewelle ein über Zahnradvorgelege angetriebener hydrodynamischer Drehmomentwandler angeordnet, dem sich zwei über Lamellenkupplungen schaltbare Gangstufen anschließen. Im zweiten Kraftweg ist auf einer zweiten Vorgelegewelle eine Kupplung angeordnet, welcher ebenfalls zwei schaltbare Gangstufen nachgeordnet sind. Die Kupplung kann als hydrodynamische Kupplung ausgebildet sein. Das Umschalten von dem einen auf den anderen Kraftweg kann durch Füllen und Entleeren der beiden hydrodynamischen Elemente Drehmomentwandler und Kupplung stoßfrei unter Last erfolgen. Die einzelnen Gangstufen werden über Lamellenkupplungen geschaltet, die jeweils unter Schlupf eine Synchronisierung herbeiführen. Ist eine Gangstufe gewählt, so ist das jeweilige hydrodynamische Element Drehmomentwandler oder Strömungskupplung dauernd in Betrieb.

Eine weitere Bauart eines Stirnradgetriebes in Vorgelegebauweise zeigt die DE-AS 10 76 461. Dort dient als Anfahrglied ein Drehmomentwandler, dem zwei oder mehrere Gangstufen nachgeordnet sind. Letztere werden über Lamellen- bzw. Reibkegelkupplungen geschaltet bzw. synchronisiert.

Den bisher beschriebenen Bauarten der Synchronisiereinrichtungen haftet der Nachteil an, daß an den Schaltvorgängen immer Reibkörper beteiligt sind. Dies können Lamel-

len, Reibkegel oder sonstige mit Kraftaufwand einrückbare oder eventuell ratschende Abweisklauen sein, die der Erwärmung, dem Verschleiß und der erhöhten Bruchgefahr unterliegen mit den sich ergebenden Folgen wie Stör- und Reparaturanfälligkeit, geringe Lebensdauer und kurze Standzeit des Schmieröles, insbesondere dann, wenn auch die Hauptkupplung als Reibungskupplung ausgebildet ist.

Diesen Nachteilen begegnet zwar teilweise eine aus der DE-PS 12 46 010 bekannte Getriebebauart, bei der ein mechanisches Stufengetriebe über zwei Drehmomentenwandler angetrieben wird, wobei das Synchronisieren entweder über das Füllen und Entleeren der Wandler oder einer ebenfalls integrierten hydrodynamischen Bremse erfolgt. Der Kraftfluß geht dort aber immer über eine hydrodynamische Einheit. Des weiteren ratschen die Abweisklauen immer, solange der Synchronisiervorgang noch nicht abgeschlossen ist.

Nachteilig an den zwar bewährten hydromechanischen Getrieben obiger Bauart oder sonstigen verschleißfreien vollhydraulischen Getrieben ist, daß in allen Gangstufen der Kraftfluß über einen hydrodynamischen Kreislauf erfolgt, also einen Drehmomentwandler oder eine Strömungskupplung. Der Getriebewirkungsgrad ist vor allem außerhalb des Anfahrbereichs wesentlich tiefer als bei rein mechanischen Fahrzeuggetrieben.

DE 34 15 909 C2 beschreibt ein Automatgetriebe mit zwei Kraftwegen, die beide hydrodynamische Kreisläufe aufweisen. Im ersten Kraftweg befindet sich ein hydrodynamischer Wandler, und im zweiten eine hydrodynamische Kupplung, die mittels einer mechanischen Kupplung überbrückbar ist. Die hydrodynamische Kupplung dient dabei als Synchronisiereinrichtung.

Die Erfindung geht aus von einem automatisierten Schaltgetriebe, wie beispielsweise in "W. Härdtle, Ein neues automatisiertes Schaltgetriebe für schwere Nutzfahrzeuge, Automobiltechnische Zeitschrift, 99 (1997) S. 598-604" beschrieben, wobei der Offenbarungsgehalt dieser Schrift vollumfänglich in den der vorliegenden Anmeldung mitaufgenommen wird. Das Getriebe umfaßt u. a. Vorgelegewellen, Vorschaltspalter- und Nachschaltgruppen. Die Synchronisierung der rotierenden Massen kann in einem solchen Getriebe durch die EDC-Motorführung in Kombination mit einer separaten Getriebebremse oder einem Wandler vorgenommen werden.

Der Erfindung liegt die folgende Aufgabe zugrunde: es soll ein automatisiertes Getriebe geschaffen werden, das als solches ohne aufwendige Wandler auskommt, das einen hohen Wirkungsgrad aufweist, das im Augenblick des Schaltens eine minimierte Zugkraftunterbrechung hat, und bei dem das Problem des Ratschens der Kupplung nicht auftritt.

Des weiteren soll sich das unter Last ohne merkwürdige Zugkraftunterbrechung schaltbare Wechselgetriebe durch hohe Zuverlässigkeit, Verschleißfreiheit der an Schaltvorgängen beteiligten Elemente, guten Wirkungsgrad und geringen Bauaufwand auszeichnen. Außerdem soll es wahlweise mit verschiedener Anzahl von Gängen ausgerüstet werden können und automatisch schaltbar sein.

Diese Aufgabe wird durch die Merkmale von Anspruch 1 gelöst.

Gemäß der Erfindung liegen somit zwei Kraftwege vor. Der Haupt-Kraftweg ist frei von Strömungskreisläufen und weist somit einen optimalen Übertragungswirkungsgrad auf. Der zweite Kraftweg enthält eine hydrodynamische Maschine, vorzugsweise einen Retarder. Die hydrodynamische Maschine, die vorzugsweise ein Retarder ist, dient dem Synchronisieren im Zugbetrieb beim Hochschalten sowie im Schubetrieb beim Herunterschalten. Im Speziellen kann die hydrodynamische Maschine von jeglicher Bauart sein.

Die hydrodynamische Maschine, vorzugsweise der Retarder, kann in einer weitergebildeten Ausführungsform auch außer zum Synchronisieren zum Bremsen des Fahrzeuges verwendet werden.

Die hydrodynamische Maschine ist durch eine Vielzahl von Möglichkeiten aktivierbar bzw. deaktivierbar, beispielsweise durch Schalten, Füllen und Entleeren, durch Trennen von Antriebsrad und Abtriebsrad der hydrodynamischen Maschine, vorzugsweise von Rotor und Stator bei einem Retarder, oder durch Überbrücken mittels einer Kupplung.

Um einen Gleichlauf der an der Schaltung beteiligten Klauenkupplungen zu gewährleisten, ist mit Vorteil eine Steuereinrichtung vorgesehen, mit der nach einem aus Momentanwerten der Einflußgrößen (z. B. Motorleistung, Getriebeeingangsdrehzahl, Getriebeausgangsdrehzahl) gebildeten Umschaltsignal programmiert oder frei wählbar die Umschaltung ausgelöst wird.

In einer Weiterbildung der Erfindung kann mit Vorteil vorgesehen sein, daß die Steuereinrichtung nicht nur die Synchronisierung bzw. Herstellung des Gleichlaufes der an der Schaltung beteiligten Klauenkupplungen übernimmt, sondern auch die hydrodynamische Maschine, vorzugsweise den Retarder, ansteuert und das Maß der Aktivierung desselben dem erforderlichen bzw. vorgewählten Bremsmoment anpaßt.

In einer fortgebildeten Ausführungsform wird das Antriebsrad der hydrodynamischen Maschine, vorzugsweise das Primärschaukelrad des Retarders, von der Antriebswelle aus angetrieben, und das Abtriebsrad der hydrodynamischen Maschine, vorzugsweise das Sekundärschaukelrad des Retarders, wirkt auf die Abtriebswelle.

Vorteilhafterweise weist die hydrodynamische Maschine ein auf der Vorgelegewelle befestigtes Antriebsrad, vorzugsweise den Rotor eines Retarders, und ein im Gehäuse abgestütztes Abtriebsrad, vorzugsweise einen Stator eines Retarders, auf.

In einer speziellen Ausgestaltung der Erfindung kann vorgesehen sein, daß die Übersetzung des Abtriebsrades, vorzugsweise des Sekundärschaukelrades, zur Getriebeabtriebswelle derart gewählt ist, daß die hydrodynamische Maschine, vorzugsweise der Retarder, bei Kraftfluß durch die Nabenwelle eine bis zu 15% höhere Abtriebsdrehzahl bewirken kann als der Höchstgeschwindigkeit entspricht.

In einer sehr kompakten Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, daß das Schmieren des Getriebes wie auch das Befüllen der hydrodynamischen Maschine mittels ein und derselben Pumpe vorgenommen wird, wobei deren Förderleistung entweder motor-drehzahl- oder fahrgeschwindigkeitsabhängig sein kann.

In einem derartigen Fall ist es von besonderem Vorteil, wenn hydrodynamische Maschine und die übrigen Getriebeelemente ein und dasselbe Betriebsmittel, beispielsweise Öl verwenden.

Mit Vorteil kann vorgesehen sein, daß für die hydrodynamische Maschine und die übrigen Getriebeelemente getrennte Betriebsmittel verwendet werden, beispielsweise ist vorstellbar, daß die Getriebeelemente mit Öl geschmiert werden und das Arbeitsmedium der hydrodynamischen Maschine das Kühlmedium des Fahrzeuges ist.

Insbesondere dann, wenn das Betriebsmittel beispielsweise das Kühlmedium ist, können weitere Funktionen übernommen werden, wie die Motorkühlung oder aber auch das Erwärmen des Fahrgastraumes.

Eine besonders energiesparende Variante der Erfindung ergibt sich, wenn einer der Kraftwege des Getriebes vollständig von hydrodynamischen Kreisläufen frei ist, da dann eine praktisch verlustfreie Kraftübertragung erfolgt.

Die Erfindung soll nachfolgend anhand der Figuren bei-

spielhaft beschrieben werden.

Es zeigen:

Fig. 1: eine erste Ausführungsform des erfindungsgemäßen Getriebes in Neutralstellung;

Fig. 2: eine zweite Ausführungsform des erfindungsgemäßen Getriebes in Neutralstellung;

Fig. 3: das Getriebe gemäß Fig. 1 mit Kraftweg im ersten Gang;

Fig. 4: das Getriebe gemäß Fig. 1 mit Kraftweg im zweiten Gang;

Fig. 5: das Getriebe gemäß Fig. 1 mit Kraftweg im dritten Gang;

Fig. 6: das Getriebe gemäß Fig. 1 mit Kraftweg im vierten Gang;

Fig. 7: das Getriebe gemäß Fig. 1 mit Kraftweg im fünften Gang;

Fig. 8: das Getriebe gemäß Fig. 1 mit Kraftweg im sechsten Gang;

Fig. 9: das Getriebe gemäß Fig. 1 mit Kraftweg im ersten Rückwärtsgang;

Fig. 10: das Getriebe gemäß Fig. 1 mit Kraftweg im zweiten Rückwärtsgang.

Fig. 1 zeigt das erfindungsgemäße Getriebe mit einer Eingangswelle 1, wobei sich der Kraftweg der Eingangswelle 1 in vorliegender Ausführungsform in insgesamt drei Kraftwege 3, 5, 7 aufspaltet, wobei im Kraftweg 3 als hydrodynamische Maschine ein Retarder 10 angeordnet ist, der ein Primärschaukelrad 12 und ein Sekundärschaukelrad 14 umfaßt und beim Gangwechsel als Synchronisierereinrichtung des automatisierten Getriebes dient. Die spezielle Ausgestaltung der hydrodynamischen Maschine in Form eines Retarders ist in der nachfolgenden Beschreibung nur als beispielhaft anzusehen, ohne daß dies eine Beschränkung sein soll. Jede dem Fachmann geläufige hydrodynamische Maschine soll vom Offenbarungsgehalt der Anmeldung mitumfaßt werden.

Das automatisierte Getriebe, wie vorliegend dargestellt, zeichnet sich insbesondere dadurch aus, daß außer dem Retarder keine weiteren Synchronisierereinrichtungen vorhanden sein müssen. Der Schlupf des Retarders ist ausreichend, um bei einem Gangwechsel für eine ausreichende Synchronisierung im vorliegenden automatisierten Getriebe zu dienen, so daß kein Ratschen von Kupplungselementen auftritt. Weitere Einrichtungen für die Synchronisierung sind nicht erforderlich, können aber vorteilhafterweise Bestandteil des vorliegenden Getriebes sein. Hierbei ist insbesondere an den Einbau von Getriebebremsen zu denken.

Neben der Verwendung als Synchronisierereinrichtung ist es möglich, den Retarder 10 auch als Bremsrichtung für das Fahrzeug zu nutzen. In der dargestellten Ausführungsform handelt es sich bei dem Retarder 10 um einen hydrodynamischen Retarder, der durch Schalten, Füllen und Entleeren, Trennen von Primär- und Sekundärschaukelrad oder Überbrücken mittels einer Kupplung aktivierbar bzw. deaktivierbar ist.

Neben dem Retarder als Synchronisierereinrichtung weist das Getriebe eine Vielzahl von Klauenkupplungen 20, 22, 24, 26 auf, mit denen die verschiedenen Getriebestufen eingestellt werden können. Besonders vorteilhaft ist es, wenn zur Herstellung des Gleichlaufes der beim jeweiligen Schaltvorgang beteiligten Klauenkupplungen 20, 22, 24 eine Steuereinrichtung vorgesehen ist, mit welcher nach einem aus Momentanwerten der Einflußgrößen gebildeten Umschaltsignal programmiert oder frei wählbar eine Umschaltung ausgelöst wird. Hierdurch kann das Ratschen der Klauen des jeweiligen Kupplungsgliedes vermindert, jedoch nicht völlig vermieden werden. Der weiteren Vermeidung des Ratschens dient die Zwischenschaltung der Synchroni-

sierereinrichtung in Form des erfindungsgemäßen Retarders 10. Durch den Retarder 10 wird aber nicht nur ein komfortables Schaltverhalten des automatisierten Getriebe erreicht, sondern auch eine minimale Zugkraftunterbrechung beim Schaltvorgang.

Wie aus der Zeichnung deutlich zu erkennen, weist alleine der Kraftweg 3 eine hydrodynamische Einrichtung auf. In den Marschgängen des erfindungsgemäßen Getriebe, in denen wie in den Fig. 3 ff. die Kraft vom Antrieb 1 zum Abtrieb 30 über den zweiten Kraftweg 5 geführt wird, ist kein hydrodynamisches Bauelement zwischengeschaltet, so daß hier die Verluste und damit der Kraftstoffverbrauch minimiert sind.

Neben den zuvor beschriebenen Bauteilen umfaßt das erfindungsgemäße Getriebe für die Rückwärtsfahrt ein Planetengetriebe 40, das über Kupplung 26 zuschaltbar ist, und ein weiteres direkt vor dem Abtrieb angeordnetes Planetengetriebe 42 zum Einlegen unterschiedlicher Marschgänge.

Um die jeweils erforderliche Bremsleistung im Bremsbetrieb zur Verfügung zu stellen, ist es von Vorteil, wenn der Retarder 10 mit Hilfe einer Steuereinrichtung betreffend die Höhe des einzustellenden Bremsmomentes angesteuert wird.

Wie dargestellt, treibt die Antriebswelle 1 das Primärschaukelrad 12 und die Abtriebswelle 30 das Sekundärschaukelrad 14 des Retarders 10 an.

In Fig. 2 ist eine alternative Ausführungsform der Erfindung gemäß Fig. 1 dargestellt. Gleiche Bauteile wie in Fig. 1 sind auch in Fig. 2 mit denselben Bezugsziffern gekennzeichnet. Im Gegensatz zu der Ausführungsform gemäß Fig. 1 ist in Fig. 2 der Retarder 10 mit einem feststehenden Stator 14 und einem sich drehenden Rotor 12 ausgerüstet. Der Retarder ist über die zusätzliche Kupplung 50 zu- und abschaltbar. Dies hat den Vorteil, daß in all den Fällen, in denen Marschfahrt vorliegt, der Retarder auf sehr einfache Art und Weise aus dem Kraftweg herausgenommen und bei Bedarf aber sogleich wieder hineingeschaltet werden kann.

Der Stator des feststehenden Retarders gemäß Fig. 2 ist vorteilhafterweise im Getriebegehäuse abgestützt.

In den Fig. 3 bis 10 sind für die Ausführung der Erfindung gemäß Fig. 1 die Kraftwege in den unterschiedlichen Fahrgängen dargestellt.

Der Kraftweg 100 im ersten Fahrgang wird von der Antriebswelle 1 über Kupplung 22 und die Getriebegruppe 42 in der eingezeichneten Art und Weise auf die Abtriebswelle 30 geführt. Wie deutlich zu erkennen, befindet sich der Retarder 10 im ersten Fahrgang nicht im Kraftweg.

Der Kraftweg des zweiten Fahrganges 102 ist in Fig. 4 dargestellt. Wie aus Fig. 4 zu entnehmen, wird die Kraft bereits vor Kupplung 22 zur Getriebegruppe 42 und von dort auf den Abtrieb geleitet. Auch in diesem Fahrgang befindet sich keine hydrodynamische Maschine im Kraftweg vom Antrieb zum Abtrieb.

Fig. 5 zeigt den Kraftweg 103 im dritten Fahrgang. Der Kraftweg wird über Kupplung 20 zur Getriebegruppe 42 und von dort auf den Abtrieb 30 geführt.

Der in Fig. 6 dargestellte Kraftweg 104 der vierten Fahrganges entspricht im wesentlichen dem Kraftweg des ersten Fahrganges, mit der Ausnahme, daß in diesem Fall Kupplung 24 in den Kraftweg geschaltet ist, die der Getriebegruppe 42 nachgeordnet ist.

Fig. 7 zeigt den Kraftweg 105 im fünften Fahrgang, der im wesentlichen dem Kraftweg im zweiten Fahrgang entspricht, wobei analog zum Kraftweg im vierten Fahrgang dieser über die der Getriebegruppe 42 nachgeordnete Kupplung 24 geführt wird.

Fig. 8 zeigt den Kraftweg 106 im sechsten Fahrgang, der im wesentlichen dem Kraftweg im dritten Fahrgang ent-

spricht, wobei in diesem Fahrgang zusätzlich in den Kraftweg die der Getriebegruppe 42 nachgeordnete Kupplung 24 hineingeschaltet ist.

Fig. 9 und 10 zeigen die Kraftwege im Falle von Rückwärtsfahrt, und zwar Fig. 9 für den Fall des eingelegten Rückwärtsganges 1 und Fig. 10 für den Fall des eingelegten Rückwärtsganges 2. In beiden Fällen wird der Kraftweg über Kupplung 22 und Kupplung 26 sowie das Planetengetriebe 40 für Rückwärtsfahrt geführt. Im Falle des ersten Rückwärtsganges geht der Kraftweg von der Getriebegruppe 42 direkt auf die Abtriebswelle 30. Im Falle des zweiten Rückwärtsganges wird zusätzlich noch Kupplung 24 zwischengeschaltet. Auch im Falle der Rückwärtsfahrt werden die Kraftwege 107, 108 nicht über den Retarder als Synchronisierereinrichtung 10, sondern an ihm vorbei geführt.

In sämtlichen Abbildungen nicht dargestellt ist der Schmiermittelkreislauf für das Getriebe sowie der Arbeitsmittelkreislauf für den Retarder 10. Besonders bevorzugt ist es, wenn Schmiermittel und Arbeitsmedium des Retarders übereinstimmen, d. h. es sich bei dem Retarder 10 beispielsweise um einen Ölretarder handelt. Die Umwälzung des Schmier- bzw. Arbeitsmittels kann mittels ein und derselben Pumpe, die ebenfalls in den vorliegenden Abbildungen nicht dargestellt ist, vorgenommen werden. Diese Pumpe kann sowohl fahrgeschwindigkeitsabhängig, beispielsweise durch Kupplung an die Abtriebswelle 30, oder motordrehzahlabhängig durch Kupplung an die Antriebswelle 1 betrieben werden. Auch diese Varianten sind in vorliegender Abbildung nicht dargestellt.

In einer alternativen Ausführungsform ist es möglich, das Arbeitsmedium des hydrodynamischen Retarders 10 verschieden von dem des Getriebe zu wählen. Beispielsweise könnte der hydrodynamische Retarder 10, der in vorliegendem Getriebe als Synchronisierereinrichtung wirkt, als Wasserretarder ausgestaltet sein, d. h. als Arbeitsmedium fände in einem solchen Fall dasselbe Medium, wie es zur Fahrzeugkühlung eingesetzt wird, Verwendung.

Mit der vorliegenden Erfindung wird erstmals ein automatisiertes Getriebe zur Verfügung gestellt, das einen Retarder als Synchronisierereinrichtung verwendet, wodurch ein schaltbares Wechselgetriebe geschaffen wurde, das sich dadurch auszeichnet, daß keine nennenswerte Zugkraftunterbrechung eintritt, sich des weiteren durch eine hohe Zuverlässigkeit und eine hohe Verschleißfreiheit der an den Schaltvorgängen beteiligten Elemente, insbesondere Kupplungen, bei gutem Wirkungsgrad in den Fahrgängen auszeichnet.

#### Patentansprüche

1. Automatisches Schaltgetriebe, insbesondere für Fahrzeuge;
  - 1.1 mit wenigstens zwei Kraftwegen;
  - 1.2 mit einem Zahnradvorgelege;
  - 1.3 mit einer hydrodynamischen Maschine, die in einem der Kraftwege angeordnet ist;
  - 1.4 die hydrodynamische Maschine ist derart gestaltet und angeordnet, daß sie als Synchronisierereinrichtung dient.
2. Schaltgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die hydrodynamische Maschine auch als Bremsvorrichtung für das Fahrzeug dient.
3. Schaltgetriebe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die hydrodynamische Maschine durch Schalten oder Füllen und Entleeren oder durch Trennen von Antriebsrad und Abtriebsrad oder durch Überbrücken mittels einer Kupplung aktivierbar bzw. deaktivierbar ist.

4. Schaltgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß zum Herstellen des Gleichlaufes der an der Schaltung jeweils beteiligten Klauenkupplung eine Steuereinrichtung vorgesehen ist, mit welcher nach einem aus Momentanwerten der Einflußgrößen (z. B. Motorleistung, Getriebeeingangsdrehzahl, Getriebeausgangsdrehzahl) gebildeten Umschaltsignal programmiert oder frei wählbar eine Umschaltung ausgelöst wird. 5
5. Retarder nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß durch eine Steuereinrichtung das Maß der Aktivierung der hydrodynamischen Maschine dem erforderlichen bzw. vorgewählten Bremsmoment angepaßt wird. 10
6. Schaltgetriebe nach einem der Ansprüche 3 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß das Antriebsrad der hydrodynamischen Maschine von der Antriebswelle aus angetrieben ist, und daß das Abtriebsrad der hydrodynamischen Maschine auf die Abtriebswelle wirkt. 15
7. Schaltgetriebe nach einem der Ansprüche 3 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die hydrodynamische Maschine ein auf der Vorgelegewelle befestigtes Antriebsrad und ein im Gehäuse abgestütztes Abtriebsrad aufweist. 20
8. Schaltgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Übersetzung vom Abtriebsrad des Retarders zur Getriebeabtriebswelle derart gewählt ist, daß der Retarder bei Kraftfluß durch die Nabenwellen eine bis zu 15% höhere Abtriebsdrehzahl bewirken kann, als der Höchstgeschwindigkeit entspricht. 25 30
9. Schaltgetriebe nach einem der Ansprüche 3 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß eine Pumpe vorgesehen ist, die sowohl das Schmieren des Getriebes als auch das Befüllen der hydrodynamischen Maschine besorgt, und deren Förderleistung motordrehzahl- oder fahrgeschwindigkeitsabhängig ist. 35
10. Schaltgetriebe nach einem der Ansprüche 3 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß die hydrodynamische Maschine sowie die übrigen Getriebeelemente ein und dasselbe Betriebsmittel verwenden. 40
11. Schaltgetriebe nach einem der Ansprüche 3 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß die hydrodynamische Maschine und die übrigen Getriebeelemente getrennte Betriebsmittel verwenden. 45
12. Schaltgetriebe nach Anspruch 10 oder 11, dadurch gekennzeichnet, daß das Betriebsmittel weitere Funktionen erfüllt, beispielsweise das Kühlen des Motors oder das Erwärmen des Fahrgastraumes. 50
13. Schaltgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß der eine der Kraftwege frei von hydrodynamischen Kreisläufen ist. 50
14. Schaltgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß die hydrodynamische Maschine ein Retarder ist, der als Antriebsrad einen Rotor und als Abtriebsrad einen Stator umfaßt. 55

---

Hierzu 10 Seite(n) Zeichnungen

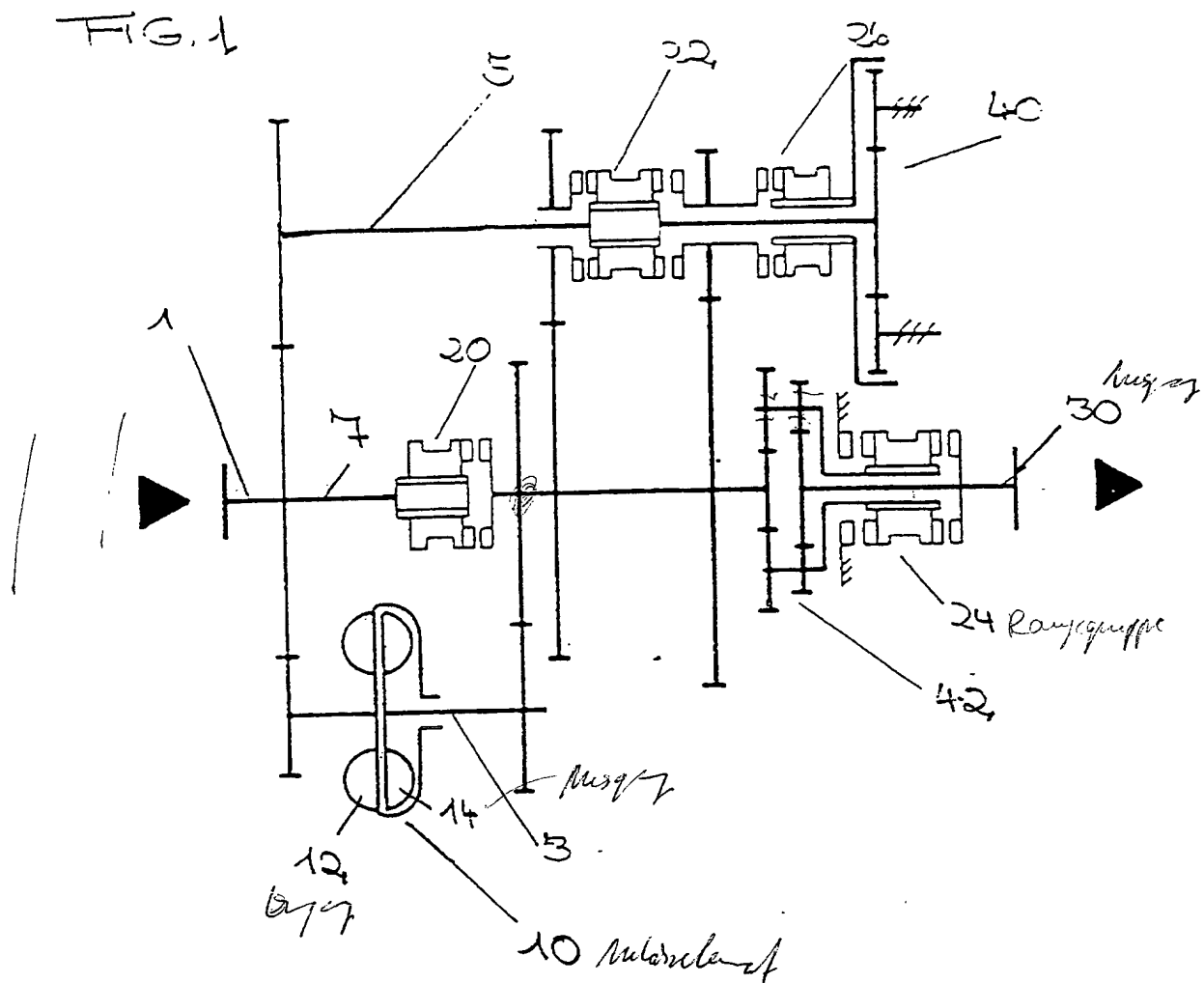
---

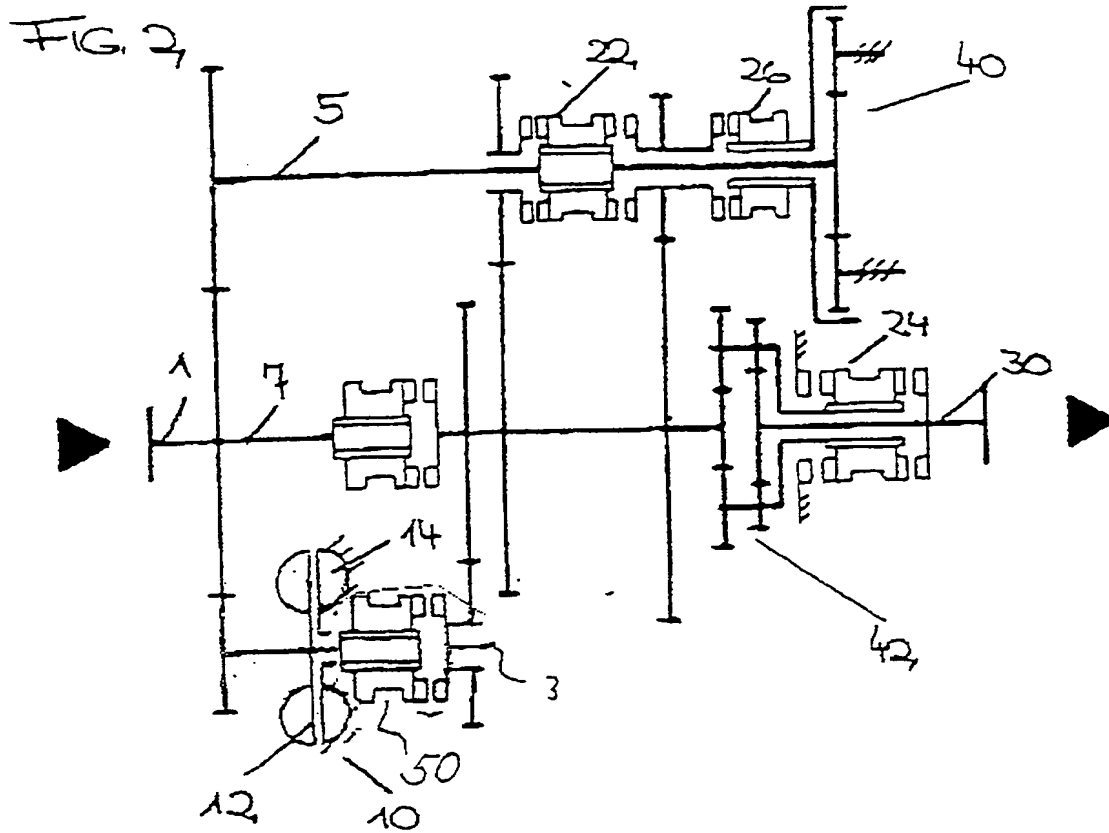
60

65

- Leerseite -







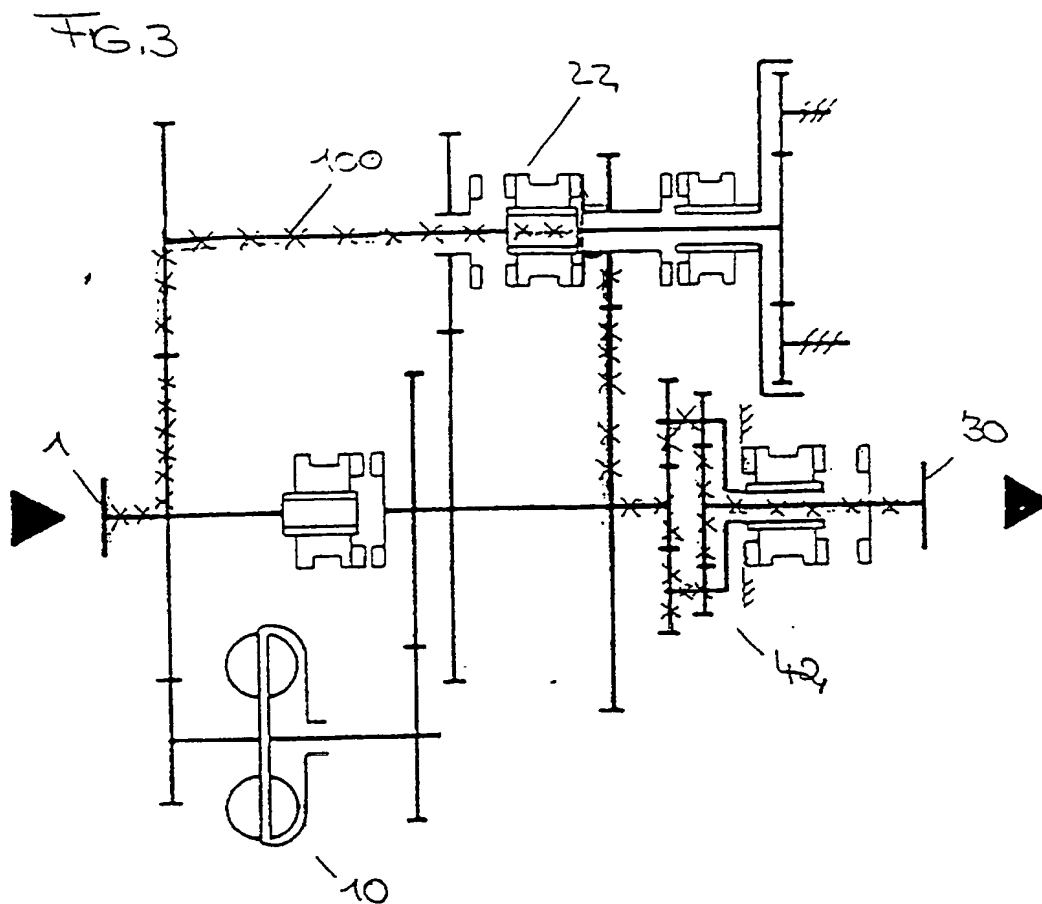


FIG. 4

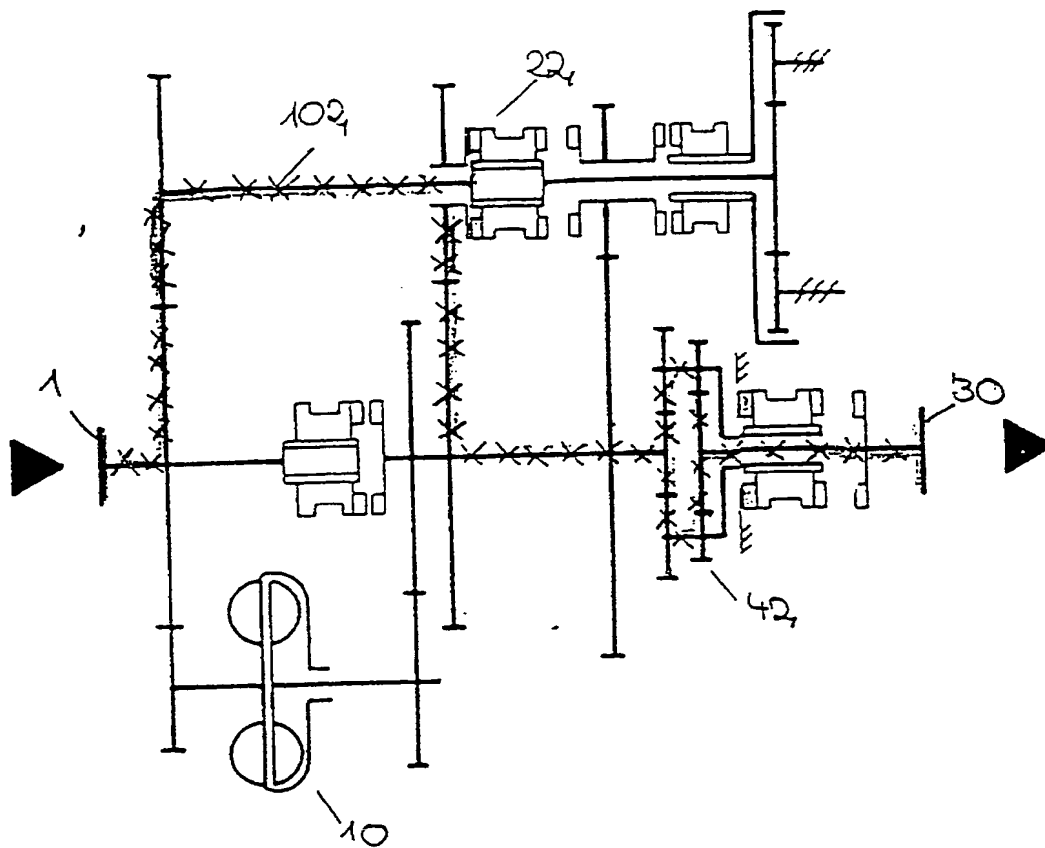


FIG. 5

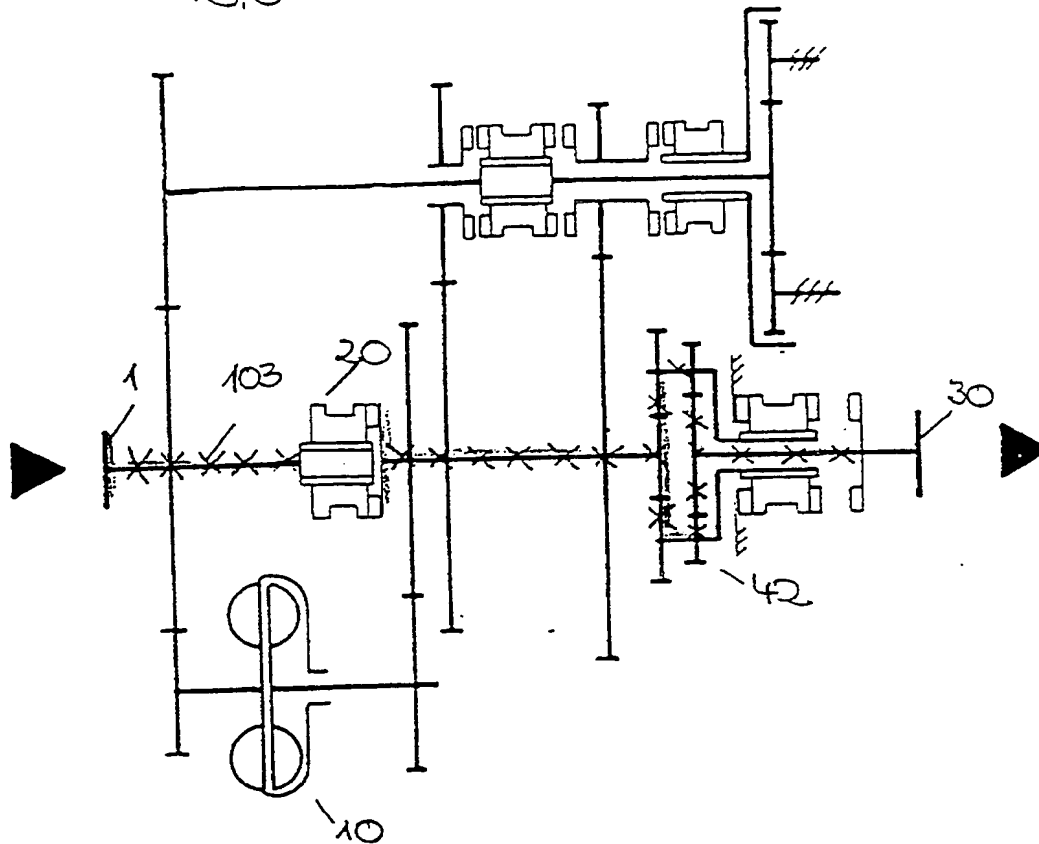


FIG. 6

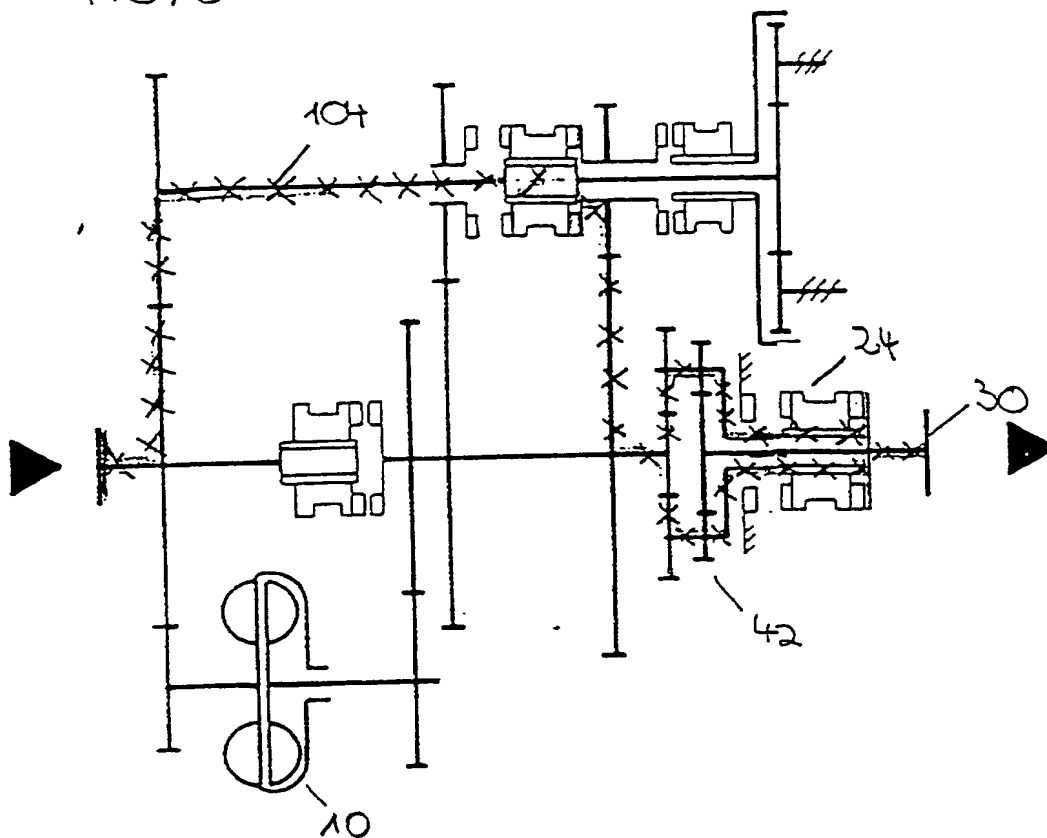


FIG. 7

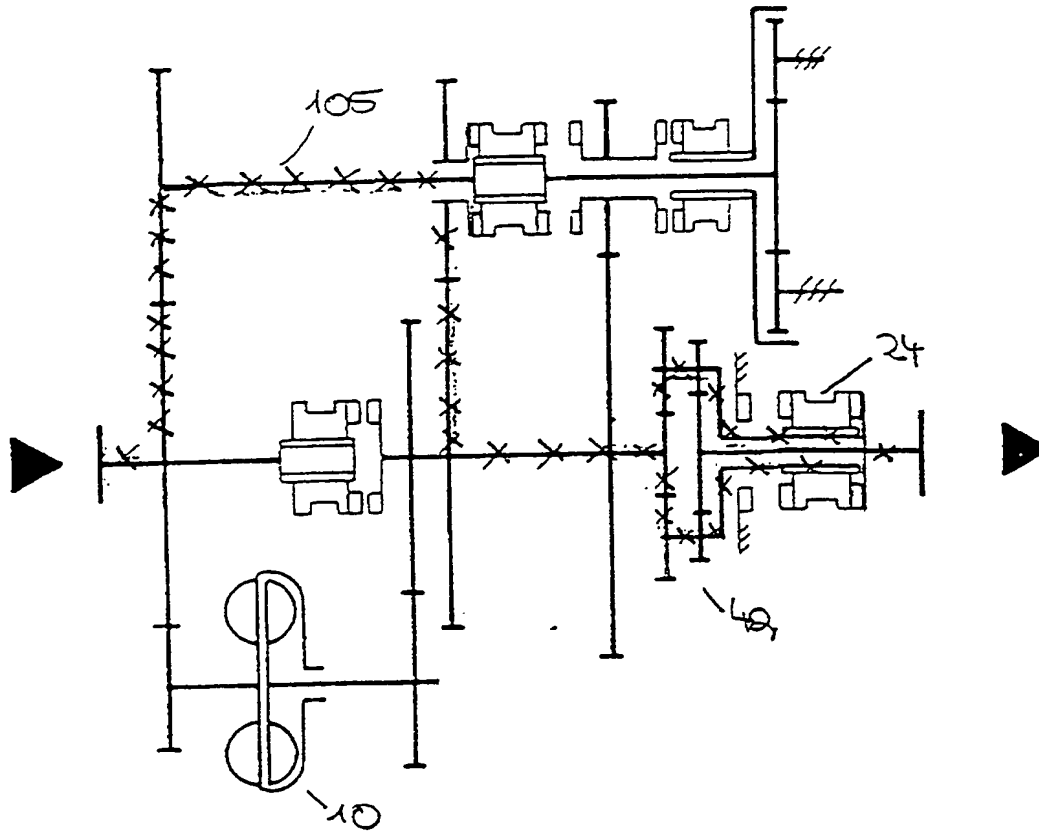
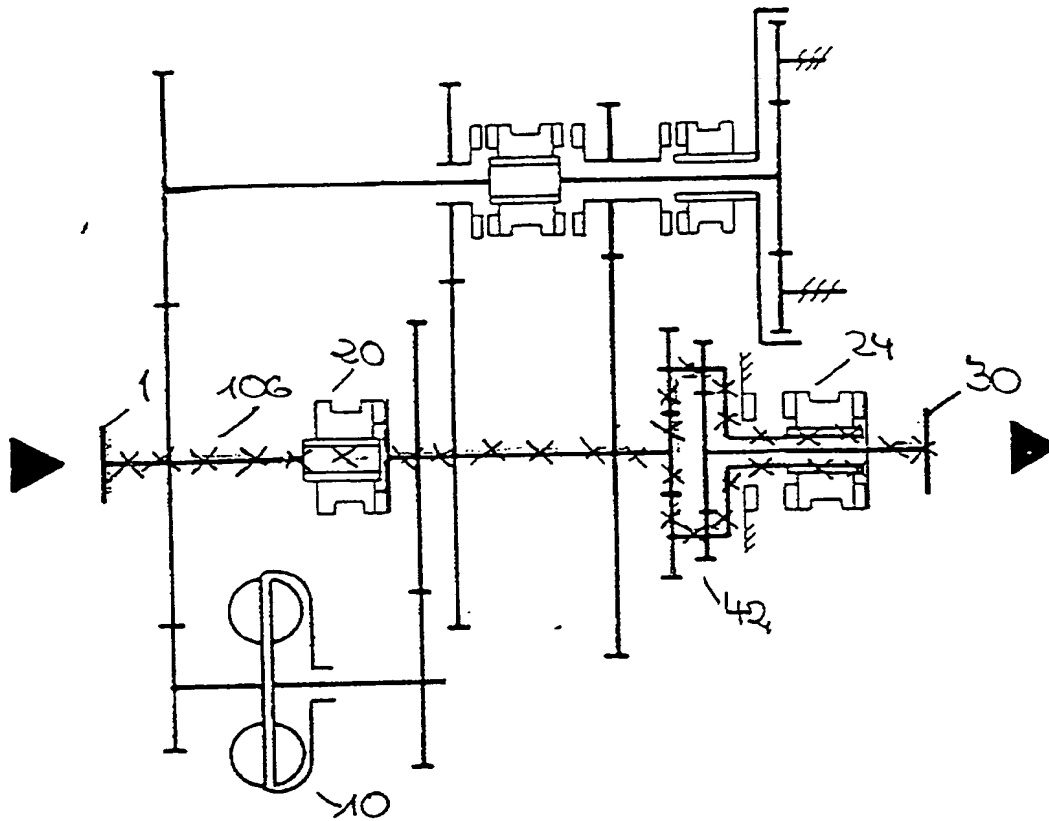


FIG. 8





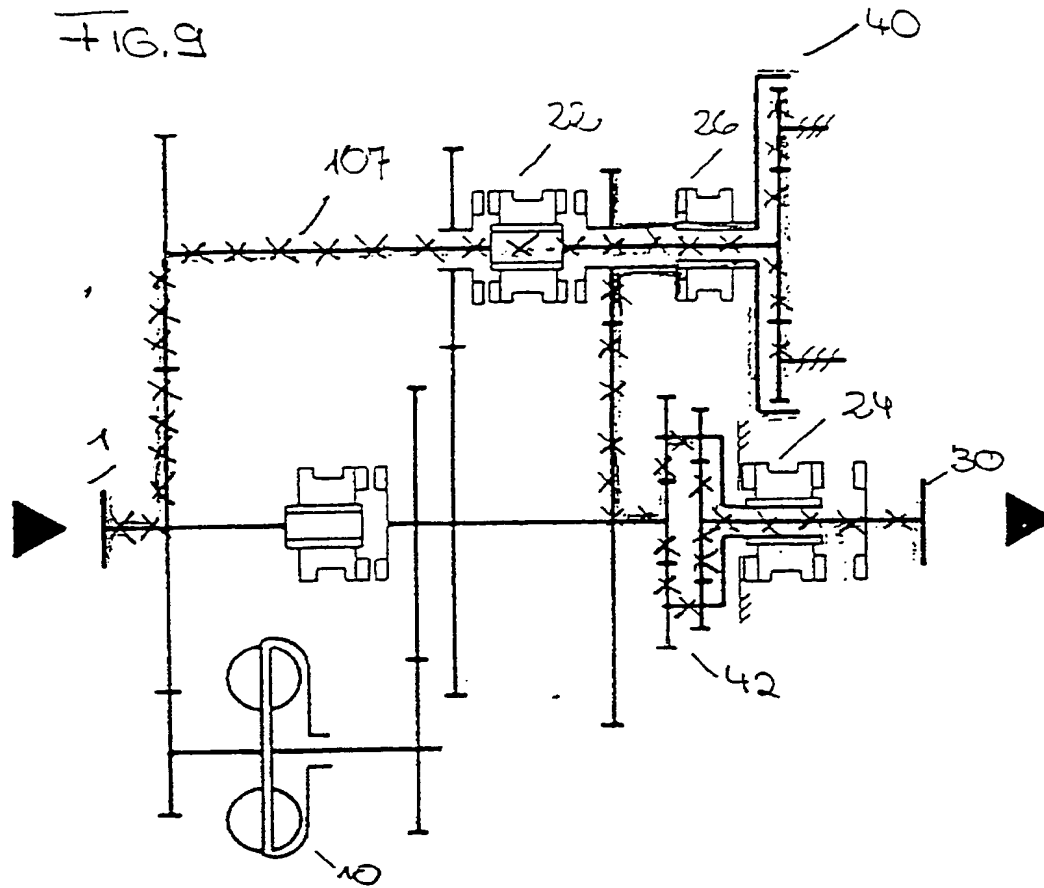


FIG. 10

